

(19)

JAPANESE PATENT OFFICE

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **09032919 A**

(43) Date of publication of application: 07.02.87

(51) Int. Cl.

F16H 63/30

F16H 3/66

(21) Application number: 07203914

(22) Date of filing: 17.07.95

(71) Applicant **JATCO CORP**

(72) Inventor: YOSHIDA TAKEO

**(54) FRICTION ENGAGEMENT DEVICE FOR AUTOMATIC TRANSMISSION**

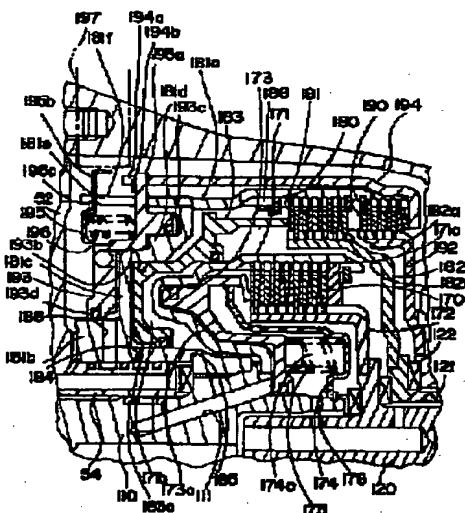
transmitting the rotation of the input shaft 110 to the drum plate of the roll clutch 170.

(57) Abstract:

COPYRIGHT: (C)1997,JPO

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To reduce the number of parts and allow the application of a compact structure by connecting the bottom internal side of a wall member to an input shaft, and causing the wall member to function as two friction engagement elements, or a drum member for transmitting the rotation of the input shaft to both elements.

**SOLUTION:** The end of a piston 183 presses a high clutch 180 and a cylinder 181 is laid so as to cover the piston 183. Also, an oil chamber 183a for driving the piston 183 is formed so as to be adjacent thereto, and held so as to be freely slideable. A wall member 171 is laid on the internal surface of the piston 183, and forms oil chambers 183a and 171b with the piston 183. An axially extending cylinder part is also formed on the external surface of the wall member 171, and the drum plate of a roll clutch 170 is held on the internal surface of the cylinder part. Furthermore, the bottom internal side of the wall member 171 is secured with the weld of the input shaft 110. The wall member 171 is thereby made to function as a drum member for



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平9-32919

(43)公開日 平成9年(1997)2月7日

(51) Int.Cl.<sup>6</sup> 識別記号 執内整理番号  
F 16 H 63/30 3/66 9242-3 J

F I  
F 1 6 H 63/30  
3/66

## 技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数4 FD (全 14 頁)

(21)出願番号 特願平7-203914

(22)出願日 平成7年(1995)7月17日

(71) 出願人 000231350

シャトコ株式会社

静岡県富士市今泉字鷺田700番地の1

(72) 発明者 吉田武雄

静岡県富士市今泉字鴨田700番地の1 ジ  
トコ株式会社

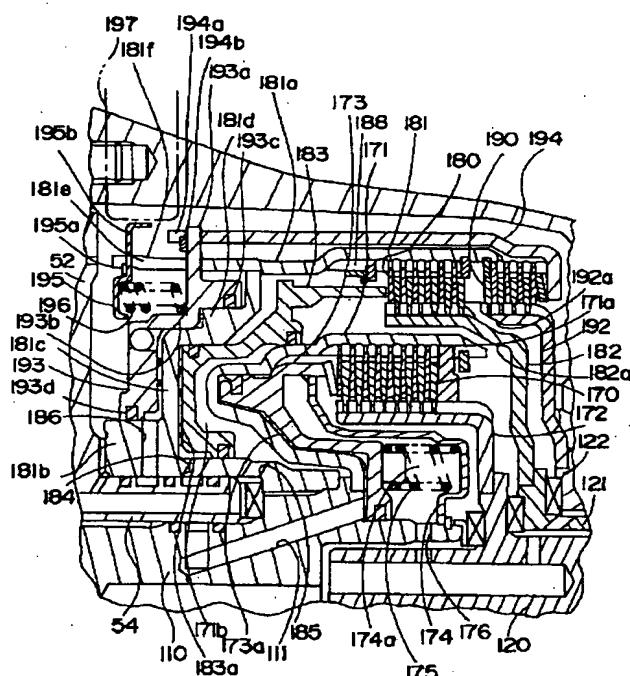
(74) 代理人 奎理士 廉鵠 萊宣

(54) 【発明の名称】 自動変速機の摩擦係合装置

(57) 【要約】

【目的】 同心円状に配設された二つのクラッチ 170, 180 と、外周側のクラッチ 180 を作動させる有底筒状の第 1 ピストン 183 と、この第 1 ピストン 183 の後面側及び外周側を覆うように配設されて、第 1 ピストン 183 を保持する第 1 シリンダ 181 と、第 1 ピストン 183 の前面内周側に配設されて、遠心油圧キャンセル室 171b を形成する壁部材 171 とを備えた自動变速機の摩擦係合装置において、従来の限界を越えて部品点数の削減及び小型化を図る。

【構成】 壁部材171の外周に軸方向に伸びる円筒部を形成し、この円筒部においてクラッチ170を支持するとともに、壁部材171の底部内周側を入力軸110に連結することにより、壁部材171を、クラッチ170に入力軸110の回転を伝えるドラム部材としても機能せる。



**REST AVAILABLE COPY**

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力軸の回転を伝達するための第1摩擦係合要素、及びこの第1摩擦係合要素の内周側に配設された第2摩擦係合要素と、底部の外周側に円筒部が形成されてなり、円筒部の先端が前記第1摩擦係合要素の作動用押圧部として前記第1摩擦係合要素に対向配置された第1ピストンと、この第1ピストンの後面側及び外周側を覆うように配設されて、前記第1ピストンとの間に前記第1ピストンを駆動する第1液室を形成するとともに、前記第1ピストンを摺動自在に保持する第1シリンダと、前記第1ピストンの前面内周側に配設されて、前記第1ピストンとの間に前記第1液室と作用力が対抗する遠心油圧キャンセル室を形成する壁部材とを備えた自動変速機の摩擦係合装置において、

前記壁部材の外周に軸方向に伸びる円筒部を形成し、この円筒部において前記第1又は第2摩擦係合要素、或いはその両方を支持するとともに、前記壁部材の底部内周側を入力軸に連結することにより、前記壁部材を、前記第1又は第2摩擦係合要素、或いはその両方に入力軸の回転を伝えるドラム部材として機能させたことを特徴とする自動変速機の摩擦係合装置。

【請求項2】 前記壁部材の円筒部内周において前記第2摩擦係合要素を支持するとともに、前記壁部材の前面内周側に摺動自在に配設され、前記壁部材との間に形成された第2液室の油圧力により駆動されて前記第2摩擦係合要素を押圧して作動させる第2ピストンを設けたことを特徴とする請求項1記載の自動変速機の摩擦係合装置。

【請求項3】 前記第1シリンダの外周に、前記第1摩擦係合要素の外周側に伸びて前記第1摩擦係合要素を支持する円筒状延在部を形成するとともに、前記第1シリンダの内周部を入力軸に連結することにより、前記第1シリンダを、前記第1摩擦係合要素に入力軸の回転を伝えるドラム部材として機能させたことを特徴とする請求項2記載の自動変速機の摩擦係合装置。

【請求項4】 入力軸の回転を伝達するための摩擦係合要素と、底部の外周側に円筒部が形成されてなり、円筒部の先端が前記摩擦係合要素の作動用押圧部として前記摩擦係合要素に対向配置されたピストンと、このピストンの後面側及び外周側を覆うように配設されて、前記ピストンとの間に前記ピストンを駆動する液室を形成するとともに、前記ピストンを摺動自在に保持するシリンダと、前記ピストンの前面内周側に配設されて、前記ピストンとの間に前記液室と作用力が対抗する遠心油圧キャンセル室を形成する壁部材とを備えた自動変速機の摩擦係合装置において、

前記壁部材の外周に軸方向に伸びる円筒部を形成し、この円筒部の外周において前記摩擦係合要素を支持するとともに、前記壁部材の底部内周側を入力軸に連結することにより、前記壁部材を前記摩擦係合要素に入力軸の回

転を伝えるドラム部材として機能させたことを特徴とする自動変速機の摩擦係合装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、クラッチ、ブレーキ等の摩擦係合要素を備えた自動変速機の摩擦係合装置に係わり、特に自動変速機の部品点数低減及び小型化が可能な自動変速機の摩擦係合装置に関する。

## 【0002】

## 10 【従来の技術】

## 発明の背景

一般に、車両用の自動変速機としては、エンジンの回転をトルクコンバータを介して入力し、複数組のプラネタリギアを有する補助変速機により変速してプロペラシャフト（車軸側）に出力するものが普及している。そして、この種の自動変速機における補助変速機には、トルクコンバータからのインプットシャフトの回転を、シフト位置に応じて、プラネタリギアを構成する特定のギア又はキャリアに伝動したり、特定のギア又はキャリアの回転を適宜アウトプットシャフトに伝動したり、あるいは適宜特定のギア又はキャリアの回転を拘束するためには、クラッチ又はブレーキからなる摩擦係合装置が設けられる。これらクラッチ又はブレーキとしては、複数の摩擦板からなる多板式のものが多く採用され、前記摩擦板を密着させるアクチュエータとしては、シリンダ内に摺動自在に保持されたピストンからなる油圧式のものが通常設けられる。このピストンは、シリンダとの間に形成された油室にオイルポンプからの圧油が供給されることにより、前記摩擦板を押圧して密着させる方向に移動し、前記油室への圧油供給が停止されるとリターンスプリングの復元力により前記摩擦板を押圧しない非作動位置に復帰するものである。

【0003】そして、上記アクチュエータのシリンダ及びピストンは、特にクラッチ装置では、構造上摩擦結合される回転要素（クラッチドラム等）とともに回転する構成とならざるを得ない場合がほとんどである。この場合、前記油室には、オイルポンプからの圧油が供給されていなくても、残留した油に遠心力による油圧（以下、遠心油圧という。）が発生し、この遠心油圧がリターンスプリングに対抗するように作用して、結合解除時のピストンの復帰動作を阻害する。そこで、この種の自動変速機においては、この問題を回避するための第1の手段として、ピストンに形成した袋状の貫通孔と、この貫通孔内に配置されて供給された油圧又は遠心力により前記貫通孔を開閉するチェックボールとよりなるチェックバルブを設け、結合解除時には油室内に残留した油をこのチェックバルブから油室外へ逃す方式を採用している。しかし、このチェックバルブを設けた場合には、（a）チェックバルブを設けた位置より外周側にある油は排出できず前記遠心油圧を完全に解消できない、（b）結合

解除後に油室内に空気が溜まる等の理由で、油室内を油で満たして油圧を上昇させるのに時間がかかり、速やかなクラッチの結合動作（接続動作）が実現し難い、といった問題がある。このため、上記第1の手段では要求される円滑な作動が達成できない場合には、前記遠心油圧を解消するための第2の手段として、ピストンの前面側に隔壁を配設して、ピストンを駆動するための前記油室に作用力が対抗する油室（以下、遠心油圧キャンセル室という。）を設ける方式が採用されている。ところが、この方式を採用した場合には、ピストンの前面側に隔壁を配置する分だけ変速機の軸方向に所要スペースが増大するとともに部品点数が増えて、変速機の大型化やコストアップを招来し易いという問題がある。ところで、車両の居住スペース等の拡大とともに安全装備等の搭載部品の増加、走行性能の向上等が求められる近年にあっては、また車両のさらなるコストパフォーマンス向上が要求される状況にあっては、自動変速機にもよりきめこまかで円滑な変速動作が求められるとともに、車両における設置スペースの縮小を可能とする小型化や部品点数の削減が求められている。このため、自動変速機の補助変速機においては、上記遠心油圧キャンセル油室を設けた方式を採用していながら、小型化や部品点数削減が実現されたクラッチ装置等が要望されている。

#### 【0004】従来の自動変速機

そこで、従来の自動変速機においては、例えば特開昭62-52249号公報の第1図に示すように、入力軸の回転を適宜所定のギア等に伝達するために同心円状に配設された二つの多板式クラッチ（第1クラッチ、第2クラッチ）からなるクラッチ装置であって、それぞれのクラッチについて遠心油圧キャンセル室（第1遠心油圧室、第2遠心油圧室）が設けられたものをコンパクトに実現した構造が知られている。これは、入力軸に連結された有底筒状の部材（第1リテーナ）の内周側に、やはり有底筒状の第1クラッチ用のピストン（第1ピストン）を摺動自在に保持して、前記第1リテーナを第1シリンダとして機能させるとともに、前記第1リテーナの内周側に形成されたボス部の外周における端側（第1ピストンの前面側）に、第1遠心油圧室を形成する第1隔壁を取付けたものである。そして、この第1隔壁の前面側に形成したシリンダ状凹部の内周側には、第2クラッチ用のピストン（第2ピストン）を摺動自在に保持して、前記第1隔壁を第2シリンダとしても機能させるとともに、前記第1リテーナのボス部の外周におけるさらに端側（第2ピストンの前面側）に、第2遠心油圧室を形成する第2隔壁を取付けたものである。すなわち、この構造では、第1隔壁を第2シリンダとしても機能させることで、二つのクラッチからなる装置全体の小型化を実現している。またこの従来の構造では、二つのクラッチの間に配設された共通のクラッチドラム（リング状連結部材）の後端と、前記第1リテーナの外周側円筒状部

（シリンダ状延在部）の先端と、第1ピストンの外周側円筒状部（リング状延在部）の先端とが、いずれも櫛歯状とされ、それら櫛歯状部分が相互に噛み合った構成となっている。すなわち、このような構成により、リング状連結部材を第1リテーナに連結して、第1リテーナを介して入力軸の回転をリング状連結部材に伝達とともに、第1シリンダがこの連結部に干渉することなく作動して、そのクラッチ押圧部がこの連結部を通り抜けて第1クラッチに圧接するようになっている。

#### 10 【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記特開昭62-52249号公報等に記載された従来のクラッチ装置は、第1クラッチ作動用の第1ピストンを内周側に保持する第1シリンダ（第1リテーナ）を、第1クラッチの内周側に配置されたクラッチドラムに連結することにより、この第1シリンダを介して入力軸の回転をクラッチに伝える構成であり、第1ピストンの押圧部との干渉を避けるためには、上記従来例のようにクラッチドラムを構成する部材（リング状連結部材）を第1シリンドとは別部品として構成しなければならない。また、第1隔壁も独立の部材として設けられているため、この分だけ部品点数が多く、さらなるコスト低減又は小型化を図るには限界があった。

【0006】そこで本発明は、従来の限界を越えて部品点数の削減及び小型化が図れる自動変速機の摩擦係合装置を提供することを目的としている。

#### 【0007】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため、請求項1記載の自動変速機の摩擦係合装置は、入力軸の回転を伝達するための第1摩擦係合要素、及びこの第1摩擦係合要素の内周側に配設された第2摩擦係合要素と、底部の外周側に円筒部が形成されてなり、円筒部の先端が前記第1摩擦係合要素の作動用押圧部として前記第1摩擦係合要素に対向配置された第1ピストンと、この第1ピストンの後面側及び外周側を覆うように配設されて、前記第1ピストンとの間に前記第1ピストンを駆動する第1液室を形成するとともに、前記第1ピストンを摺動自在に保持する第1シリンダと、前記第1ピストンの前面内周側に配設されて、前記第1ピストンとの間に前記第1液室と作用力が対抗する遠心油圧キャンセル室を形成する壁部材とを備えた自動変速機の摩擦係合装置において、前記壁部材の外周に軸方向に伸びる円筒部を形成し、この円筒部において前記第1又は第2摩擦係合要素、或いはその両方を支持するとともに、前記壁部材の底部内周側を入力軸に連結することにより、前記壁部材を、前記第1又は第2摩擦係合要素、或いはその両方に入力軸の回転を伝えるドラム部材として機能させたことを特徴とする自動変速機の摩擦係合装置。

【0008】請求項2記載の自動変速機の摩擦係合装置は、前記壁部材の円筒部内周において前記第2摩擦係合

要素を支持するとともに、前記壁部材の前面内周側に摺動自在に配設され、前記壁部材との間に形成された第2液室の油圧により駆動されて前記第2摩擦係合要素を押圧して作動させる第2ピストンを設けたことを特徴とする。

【0009】請求項3記載の自動変速機の摩擦係合装置は、前記第1シリンダの外周に、前記第1摩擦係合要素の外周側に伸びて前記第1摩擦係合要素を支持する円筒状延在部を形成するとともに、前記第1シリンダの内周部を入力軸に連結することにより、前記第1シリンダを、前記第1摩擦係合要素に入力軸の回転を伝えるドラム部材として機能させたことを特徴とする。

【0010】請求項4記載の自動変速機の摩擦係合装置は、入力軸の回転を伝達するための摩擦係合要素と、底部の外周側に円筒部が形成されてなり、円筒部の先端が前記摩擦係合要素の作動用押圧部として前記摩擦係合要素に対向配置されたピストンと、このピストンの後面側及び外周側を覆うように配設されて、前記ピストンとの間に前記ピストンを駆動する液室を形成するとともに、前記ピストンを摺動自在に保持するシリンダと、前記ピストンの前面内周側に配設されて、前記ピストンとの間に前記液室と作用力が対抗する遠心油圧キャンセル室を形成する壁部材とを備えた自動変速機の摩擦係合装置において、前記壁部材の外周に軸方向に伸びる円筒部を形成し、この円筒部の外周において前記摩擦係合要素を支持するとともに、前記壁部材の底部内周側を入力軸に連結することにより、前記壁部材を前記摩擦係合要素に入力軸の回転を伝えるドラム部材として機能させたことを特徴とする。

【0011】請求項1記載の発明では、第1ピストンとの間に遠心油圧キャンセル室を形成する壁部材が、第1又は第2摩擦係合要素、或いはその両方に入力軸の回転を伝えるドラム部材としても機能する。

【0012】請求項2記載の発明では、前記壁部材が、第2摩擦係合要素を作動させる第2ピストンを保持するシリンダとしても機能する。

【0013】請求項3記載の発明では、第1シリンダが、第1摩擦係合要素（例えば、ドライブ側のクラッチプレート）を外周側から支持し、この第1摩擦係合要素に入力軸の回転を伝えるドラム部材としても機能する。そしてこの場合、第1摩擦係合要素を介して入力軸の回転が伝えられる被結合部材（例えば、クラッチハブ）は、第1摩擦係合要素の内周側に配設されることになるから、第1摩擦係合要素の軸方向に隣接する位置に空きスペースができ、このスペースにさらに他の摩擦係合要素等を配設することが容易に可能となる。またこの場合には、前述した従来例のように、外周側の摩擦係合要素（第1摩擦係合要素）に回転を伝えるドラム部材（第1シリンダ）と、第1ピストンの先端とを櫛歯状にして噛み合わせるといった複雑な構造にする必要がない。

【0014】請求項4記載の発明では、ピストンとの間に遠心油圧キャンセル室を形成する壁部材が、摩擦係合要素に入力軸の回転を伝えるドラム部材としても機能する。

【0015】

【発明の実施の形態】

第1実施例

以下、本発明の実施の形態を、自動変速機に適用した一実施例として、図面に基づいて説明する。図1は本実施例の自動変速機全体の断面図、図2はこの自動変速機を構成する補助変速機のスケルトンを示す図、図3乃至図4は図1の部分拡大図であり、このうち図3は本発明の要部を示している。なお便宜上、図1乃至図4において、左側（エンジン側）をフロント側、右側（エンジンから遠い側）をリア側とする。

（A）全体構成

本実施例の自動変速機は、図1に示すように、一体のケース10内にトルクコンバータ20、オイルポンプ50、及び補助変速機100を備え、ケース10の下部にコントロールバルブユニット300を備える。

【0016】トルクコンバータ20は、エンジンのクラクシャフトに連結されて回転するフロントカバー21と、フロントカバー21の後部に連結されたリヤカバー22と、リヤカバー22の内側に形成されたポンプインペラ23と、ポンプインペラ23に対向して配設されたターピンランナ24と、ターピンランナ24を保持するターピンシェル25と、ポンプインペラ23とターピンランナ24との間に配設されたステータ26と、ステータ26を支持するワンウェイクラッチ27と、フロントカバー21とターピンシェル25との間に配設されたロックアップピストン28とを備える。トルクコンバータ20の中心軸線上には、補助変速機100のインプットシャフト110（入力軸）のフロント側端部が挿通され、ターピンシェル25とロックアップピストン28とは、その内周部においてこのインプットシャフト110のフロント側端部に連結されている。ステータ26の内周は、ワンウェイクラッチ27のアウターレースに連結され、ワンウェイクラッチ27のインナーレースは、後述するオイルポンプカバー52のフロント側ボス53の外周に連結され、固定状態とされている。リヤカバー22には、前記フロント側ボス53の外周に隙間を有して嵌挿されたボス29が固定されている。

【0017】オイルポンプ50は、オイルポンプハウジング51とオイルポンプカバー52とよりなる外枠内にロータ等が収納されたベーン式のポンプで、トルクコンバータ20のボス29の先端にロータが連結されて駆動され、ケース10の下面側に取付けられたオイルパン301内の油を吸引して所定油圧を発生させる。オイルポンプカバー52には、インプットシャフト110の外周に沿ってフロント側に伸びるフロント側ボス53と、イ

ンプットシャフト110の外周に沿ってリア側に伸びるリア側ボス54とが形成され、フロント側ボス53の先端部には前述のようにワンウェイクラッチ27のインナーレースが連結されている。このオイルポンプ50のオイルポンプハウジング51とオイルポンプカバー52は、ボルト55によりケース10に固定されている。

【0018】補助変速機100は、図1及び図2に示すように、インプットシャフト110、中間シャフト120、アウトプットシャフト130、第1プラネタリーギア140、第2プラネタリーギア150、第3プラネタリーギア160、ロークラッチ(L/C)170、ハイクラッチ(H/C)180、リバースクラッチ(R/C)190、サードブレーキ(3rd/B)200、サードワンウェイクラッチ(3rd/OWC)210、オーバードライブブレーキ(OD/B)220、セカンドブレーキ(2nd/B)230、セカンドワンウェイクラッチ(2nd/OWC)240、リバースブレーキ(R/B)250、ローコーストブレーキ(LOWコースト/B)260、ローブレーキ(LOW/B)270、及びローワンウェイクラッチ(LOW/OWC)280を備える。

【0019】インプットシャフト110、中間シャフト120及びアウトプットシャフト130は、図1に示すように、ケース10内の中心軸線上に、フロント側からリア側に向って順次配設され、それぞれ独立に回転できるよう支持されている。中間シャフト120の外周側には、図2及び図4に示すように、中空軸部材121、122が順次同心円状に配設され、それぞれ独立に回転するよう支持されている。ここで、中空軸部材121のフロント側は、後述するハブ182に連結され、またそのリア側には後述する第1キャリア144がスプラインにより連結されている。また、中空軸部材122のフロント側は、後述するハブ192、222に連結されるとともに、サードワンウェイクラッチ210のインナーレースとして機能しており、またそのリア側には後述する第1サンギア141が一体に形成されている。

【0020】なお、アウトプットシャフト130のリア側端部は、ケース10のリア側に取付けられたリア側ケース11内を通ってリア側に伸びており、出力フランジ部材131を介して車両のプロペラシャフトに連結される。また、アウトプットシャフト130の略中央部外周には、バーキングギア132がスプラインにより連結され、バーキング操作時にセレクトレバーと連動するバーキングボール(図示省略)がこのバーキングギア132と噛み合うことにより、アウトプットシャフト130を機械的にロックする構成となっている。そして、このバーキングギア132の外周面に望む位置には、バーキングギア132の外周面の歯を検出することにより、アウトプットシャフト130の回転数に応じた周波数のバルス信号を出力する車速センサー133が取付けられてい

る。

【0021】第1プラネタリーギア140は、図2及び図4に示すように、第1サンギア(S1)141と、第1ビニオンギア(P1)142と、第1リングギア(R1)143とによりなる。第1サンギア141は、図4に示すように、前述の中空軸部材122のリア側端部に一体に形成されている。また、第1ビニオンギア142を支持する第1キャリア(C1)144は、そのリア側端部内周が、前述の中空軸部材121のリア側端部外周にスプラインにより連結され、またそのフロント側端部内周側が、セカンドワンウェイクラッチ240の後述のインナーレース241にスプラインにより連結され、さらにそのフロント側端部外周側が、後述のリバースブレーキドラム251に連結されている。

【0022】第2プラネタリーギア150は、図2及び図4に示すように、第2サンギア(S2)151と、第2ビニオンギア(P2)152と、第2リングギア(R2)153とによりなる。第2サンギア151は、図4に示すように、第3プラネタリーギア160を構成する後述の第3サンギア161に連結されて一体に回転する。

また、第2ビニオンギア152を支持する第2キャリア(C2)154は、そのリア側端部が後述の第3キャリア(C2)164に一体に連結され、またそのフロント側端部が第1リングギア143に一体に連結されている。

【0023】第3プラネタリーギア160は、図2及び図4に示すように、第3サンギア(S3)161と、第3ビニオンギア(P3)162(図1に示す)と、第3リングギア(R3)163とによりなる。第3サンギア161は、図4に示すように、スプラインにより中間シャフト120に連結されるとともに、第2サンギア151に連結されて一体に回転する。また、第3ビニオンギア162を支持する第3キャリア(C3)164は、そのリア側端部内周がアウトプットシャフト130のフロント側端部外周にスプラインにより連結され、またそのフロント側端部が第2キャリア154に連結されている。

【0024】ロークラッチ(L/C)170(第2摩擦係合要素)は、図3に示すように、後述する壁部材171の円筒部にスプラインで連結されたドライブプレートと、ハブ172にスプラインで連結されたドライブプレートとを交互に積層してなる多板式のもので、図3において左右に(軸方向に)摺動するピストン173(第2ピストン)により各プレートが密着方向に押し付けられて発生する摩擦力により、壁部材171とハブ172とを接続する。壁部材171はインプットシャフト110に連結され、ハブ172は中間シャフト120に連結されているため、結局このロークラッチ170は、インプットシャフト110と第2サンギア151又は第3サンギア161とを接続する機能を有する。なお、ピストン173は、壁部材171とこのピストン173との間に

形成された油室173a(第2液室)に、インプットシャフト110に形成された油路111を介して圧油が供給されることにより作動位置に移動し、リテーナ174とこのピストン173との間に圧縮状態に介装されたスプリング175の復元力により非作動位置に復帰する。

【0025】ハイクラッチ(H/C)180(第1摩擦係合要素)は、図3に示すように、シリンド181(第1シリンド)の後述する外周側円筒部181a(円筒状延在部)にスライドで連結されたドリッププレートと、ハブ182(第3円筒部材)にスライドで連結されたドライブプレートとを交互に積層してなる多板式のもので、図3において左右に摺動するピストン183(第1ピストン)により各プレートが密着方向に押し付けられて発生する摩擦力により、シリンド181とハブ182とを接続する。シリンド181は、インプットシャフト110に連結され、ハブ182は、このハブ182と一体的に形成された前述の中空軸部材121を介して第1キャリア144に連結されている。このため、結局このハイクラッチ180は、インプットシャフト110と第1キャリア144とを接続する機能を有する。なお、ピストン183は、シリンド181の後述の壁状部181cとこのピストン183との間に形成された油室183a(第1液室)に、シリンド181の後述の内周側円筒部181bに形成された油路184を介して圧油が供給されることにより作動位置に移動し、リテーナ188とこのピストン183との間に圧縮状態に介装された第1図に示すスプリング187の復元力により非作動位置に復帰する。壁部材171とこのピストン183との間に形成された油室171b(遠心油圧キャンセル室)には、シリンド181の内周側円筒部181bに形成された油路185を介して油が供給される。これにより、壁状部181cとピストン183との間に形成された油室183aに発生する遠心油圧を打ち消すことができ、円滑な変速のための油圧制御が容易になる。

【0026】リバースクラッチ(R/C)190は、図3に示すように、シリンド181にスライドで連結されたドリッププレートと、ハブ192にスライドで連結されたドライブプレートとを交互に積層してなる多板式のもので、図3において左右に摺動するピストン193により押圧フランジ194を介して各プレートが相互に押し付けられ、これにより発生する摩擦力により、シリンド181とハブ192とを接続する。ここで、シリンド181は、インプットシャフト110に連結され、ハブ192は、このハブ192と一体的に形成された前述の中空軸部材122を介して第1サンギア141に連結されている。このため、結局このリバースクラッチ190は、インプットシャフト110と第1サンギア141とを接続する機能を有する。また、ピストン193は、シリンド181の後述の壁状部181cとこのピストン193との間に形成された油室に、シリンド181

の内周側円筒部181bに形成された油路186を介して圧油が供給されることにより作動位置に移動し、リテーナ195とこのピストン193との間に圧縮状態に介装されたリターンスプリング196の復元力により非作動位置に復帰する。

【0027】なお、ハイクラッチ180とともにリバースクラッチ190を支持するシリンド181は、本発明の第1シリンドに相当し、外周側円筒部181aと、内周側円筒部181bと、この内周側円筒部181bから10外周方向に伸びて外周側円筒部181aに連結された底部181cとなり、底部181cには、ハイクラッチ180のピストン183等を高密度に収納するため内周側が張出す方向の段部181dが形成されたもので、内周側円筒部181bのリア側においてインプットシャフト110にスライドで連結され、内周側円筒部181bのフロント側がオイルポンプカバー52のリア側ボス54の外周に摺接しつつ回転する部材となっている。そして、このシリンド181の外周側円筒部181aのフロント側端部は、矩形の切り欠き181eが周方向に複数形成された、くし歯状の形状とされ、くし歯の部分が爪状部181fを構成している。

【0028】また、ピストン193は、外周部がくし歯状とされて、シリンド181の切り欠き181eに対応する位置に矩形の爪状部193aを有し、シリンド181の底部181cの形状に沿うように段部193bを有する形状となっている。そして、このピストン193を作動させる油室は、シールリング193c及び193dでシールされた空間、すなわちピストン193の移動に伴い摺接又は離間する段部181d及び193bの内面20間に形成されている。一方、押圧フランジ194のフロント側端部には、図3に示す如く、シリンド181の切り欠き181eに対応する位置に矩形の切り欠き194aが形成されている。そして、ピストン193の爪状部193aは、シリンド181の切り欠き181eを突き抜けてこの押圧フランジ194の切り欠き194aにはめ込まれ、スナップリング194bにより押圧フランジ194のフロント側端部に取付けられ、これにより、ピストン193と押圧フランジ194が一体に連結されている。また結果として、シリンド181の爪状部181fは、ピストン193の隣り合う爪状部193aの間に形成された開口を貫通して、ピストン193のフロント側外方に延在する構成となっている。

【0029】そして、この外方に延在する爪状部181fに、スナップリング195aによりリテーナ195が取付けられ、このリテーナ195の内周側とピストン193の背面上部(段部193bの外周側凹部分)との間に、ピストン193を復帰させるリターンスプリング196が圧縮状態に介装されている。こうして、リターンスプリング196は、段部193bの外周側の空間であって、シリンド181の外周側円筒部181aの外径よ

りも内側（内周側）に配置され、ピストン193とともに僅かな空間に高密度に配置され、径方向にも軸方向にも余分に張出す部分を形成しない。

【0030】また、リターンスプリング196のリテナ195の外周側端部は、逆L字状のくし歯状部195bが複数形成されたくし歯状の形状とされ、その逆L字状のくし歯状部195bがシリンダ181の切り欠き181eを突き抜けている。そして、リテナ195のくし歯状部195bの外周面に望む位置には、爪状部195bを検出することにより、インプットシャフト110（すなわち、ターピンランナー24）の回転数に応じた周波数のパルス信号を出力する入力軸回転速度センサー197が取付けられている。このため、リテナ195が入力軸回転速度検出のためのロータ（被検出部）としても機能している。

【0031】また、図3に示すように、リバースクラッチ190のハブ192は、ロークラッチ170の壁部材171に対してリア方向及び外周方向に僅かに位置をずらして近接して配置され、さらにハイクラッチ180のハブ182が、これら壁部材171及びハブ192の部材間に挟まれるようにして、壁部材171の円筒部の外周側からハブ192の円筒部の内周側に伸びるように近接して配置されている。そしてこのような構成とした上で、ハブ182における壁部材171とハブ192の端面間の位置には、軸方向に対して斜方向の傾斜部182aが形成されており、壁部材171とハブ192の端部は、図3に示す如く、このハブ182の傾斜部182aに沿うようにテバ状とされ、その端部外周にはそれぞれ傾斜面171a、192aが形成されている。これにより、壁部材171とハブ192の端面とハブ182との干渉が起き難く、これら部材をより近接させて配置することが可能となり、各クラッチ170、180、190を高密度に配置している。

【0032】サードブレーキ（3rd/B）200は、図4に示すように、ケース10に固定された固定ドラム70にスプラインで連結されたドリブンプレートと、ハブ202にスプラインで連結されたドライブプレートとを交互に積層してなる多板式のもので、固定ドラム70のフロント外周側に形成された凹部に収納されて図4において左右に摺動するピストン203により、各プレートが密着方向に押し付けられ、これにより発生する摩擦力により、ハブ202に制動力を働かせる。ここでハブ202は、サードワンウェイクラッチ210のアウターレース211に固定されており、結局このサードブレーキ200は、サードワンウェイクラッチ210を介して第1サンギア141が形成された中空軸部材122の一方の回転に対して制動力を働かせる機能を有する。なお、ピストン203は、固定ドラム70とこのピストン203との間に形成された油室に、固定ドラム70に形成された油路71を介して圧油が供給されることにより

作動位置に移動し、バネ204の復元力により非作動位置に復帰する。また、サードワンウェイクラッチ（3rd/OWC）210は、4速へのシフトアップ時の変速制御を容易にするもので、後述のようにロークラッチ170とサードブレーキ200が作動させられて3速となっている時に、ハイクラッチ180を作動させると、このサードワンウェイクラッチ210が開放され、サードブレーキ200が作動したままで4速に変速することができる。

【0033】オーバードライブブレーキ（OD/B）220は、図4に示すように、ケース10に固定された固定ドラム70にスプラインで連結されたドリブンプレートと、ハブ222にスプラインで連結されたドライブプレートとを交互に積層してなる多板式のもので、固定ドラム70のフロント内周側に形成された凹部に収納されて図4において左右に摺動するピストン223により、各プレートが密着方向に押し付けられ、これにより発生する摩擦力により、ハブ222に制動力を働かせる。ここでハブ222は、第1サンギア141が形成された中空軸部材122のフロント側端部に連結されており、結局このオーバードライブブレーキ220は、第1サンギア141に対して制動力を働かせる機能を有する。なお、ピストン223は、固定ドラム70とこのピストン223との間に形成された油室に、固定ドラム70に形成された油路72を介して圧油が供給されることにより作動位置に移動し、バネ224の復元力により非作動位置に復帰する。

【0034】セカンドブレーキ（2nd/B）230は、図4に示すように、ケース10に固定された固定ドラム70にスプラインで連結されたドリブンプレートと、セカンドワンウェイクラッチ240のアウターレース242にスプラインで連結されたドライブプレートとを交互に積層してなる多板式のもので、固定ドラム70のリア側に形成された凹部に収納されて図4において左右に摺動するピストン233により、各プレートが密着方向に押し付けられ、これにより発生する摩擦力により、アウターレース242に制動力を働かせる。セカンドワンウェイクラッチ240のインナーレース241は、前述したように第1キャリア144に連結されているから、結局このセカンドブレーキ230は、セカンドワンウェイクラッチ240を介して第1キャリア144及び第2リングギア153の一方の回転に対して制動力を働かせる機能を有する。なお、ピストン233は、固定ドラム70とこのピストン233との間に形成された油室に、固定ドラム70に形成された油路73を介して圧油が供給されることにより作動位置に移動し、バネ234の復元力により非作動位置に復帰する。また、セカンドワンウェイクラッチ（2nd/OWC）240は、3速へのシフトアップ時の変速制御を容易にするためのもので、ロークラッチ170とセカンドブレーキ2

30が作動させられて2速となっている時に、サードブレーキ200を作動させると、このセカンドワンウェイクラッチ240が開放され、セカンドブレーキ230を作動したままで3速に変速することができる。

【0035】リバースブレーキ(R/B)250は、図4に示すように、リバースブレーキドラム251の外周に巻回されたブレーキバンドよりなるバンド式のもので、図示省略したサーボピストンによりブレーキバンドが締め付けられることにより、リバースブレーキドラム251に制動力を働かせる。リバースブレーキドラム251は、前述したように第1キャリア144に連結され、しかも第2リングギア153が一体に形成されているので、結局このリバースブレーキ250は、第1キャリア144及び第2リングギア153に対して制動力を働かせる機能を有する。

【0036】ローコーストブレーキ(LOWコースト/B)260は、図4に示すように、ケース10にスライドで連結されたドリッププレートと、ハブ262にスライドで連結されたドライブプレートとを交互に積層してなる多板式のもので、ピストン263により、各プレートが密着方向に押し付けられ、これにより発生する摩擦力により、ハブ262に制動力を働かせる。ハブ262は、ローウェイクラッチ280のインナーレース281に固定されており、さらにインナーレース281は第3リングギア163にスライドで連結されているため、結局このローコーストブレーキ260は、第3リングギア163に対して制動力を働かせる機能を有する。ここでピストン263は、ケース10のリア側に軸直角方向に形成された壁状部10aと、この壁状部10aの内周端部からアウトプットシャフト130の外周に沿ってフロント側へ伸びるように形成された内側円筒状部10bとで囲まれた凹部に、後述のローブレーキ270のピストン273と直列に収納されて、図4において左右に摺動する。そしてこのピストン263は、ピストン273とこのピストン263との間に形成された油室に、ピストン273に形成された油路273a(図1に示す)を介して圧油が供給されることにより作動位置に移動し、リテナ264とこのピストン263との間に介装されたスプリング265の復元力により非作動位置に復帰する。

【0037】ローブレーキ(LOW/B)270は、図4に示すように、ケース10にスライドで連結されたドリッププレートと、ローウェイクラッチ280のアウターレース282にスライドで連結されたドライブプレートとを交互に積層してなる多板式のもので、ピストン273により各プレートが密着方向に押し付けられて発生する摩擦力により、アウターレース282に制動力を働かせる。ローウェイクラッチ280のインナーレース281は、前述したように第3リングギア163に連結されているから、結局このローブレーキ27

0は、ローウェイクラッチ280を介して第3リングギア163の一方向の回転に対して制動力を働かせる機能を有する。ここでピストン273は、ケース10の前述の壁状部10aと内側円筒状部10bとで囲まれた凹部に収納されて図4において左右に摺動するもので、前述の壁状部10aとこのピストン273との間に形成された油室に、前述の壁状部10aに形成された油路274(図1に示す)を介して圧油が供給されることにより作動位置に移動し、スプリング265の復元力により非作動位置に復帰する。なお、ピストン273の押圧部(各プレートを押圧する部分)273bは、ローコーストブレーキ260の各プレートの隙間を突き抜けてローブレーキ270のプレート側面(厳密にはディッシュプレート側面)に当接している。また、ローウェイクラッチ(LOW/OWC)280は、2速へのシフトアップ時の変速制御を容易にするためのもので、ロークラッチ170とローブレーキ270が作動させられて1速となっているときに、セカンドブレーキ230を作動させると、このローウェイクラッチ280が開放され、ローブレーキ270が作動したままで2速に変速できる。

【0038】コントロールバルブユニット300は、制御用の油路が形成されたボディ内に、図示省略したコントロールユニット(電気回路)により制御される各種ソレノイドバルブや、セレクトレバーの操作に応じて作動するマニュアルバルブ等を含む複数のバルブが取付けられて、油圧制御回路を構成するもので、ケース10の下面側にオイルパン301に覆われた状態で取付けられ、セレクトレバーの操作やコントロールユニットの制御に基づき、油圧ポンプ50で発生する圧油を、必要に応じて圧力を調整しつつ、ケース10等に形成された所定の油路を介して、適宜トルクコンバータ20や補助変速機100の所定の油室等に供給するものである。これにより、補助変速機100の各部位の潤滑や冷却等が行われるとともに、トルクコンバータ20のロックアップピストン28や、補助変速機100の各クラッチ又はブレーキのピストンが適宜作動する構成となっている。なおこの場合、主なセレクトレバーの操作位置(レンジ)又はDレンジでのシフト位置に対する補助変速機100の各クラッチ又はブレーキの作動状態は、図5の如く設定されている。

【0039】(B)要部詳細構成

次に、請求項1乃至3に記載された発明が適用された要部の詳細構成について、図3により説明する。上記発明は、本実施例の場合、ロークラッチ(L/C)170(第2摩擦係合要素)及びハイクラッチ(H/C)180(第1摩擦係合要素)を含むクラッチ装置について適用されている。すなわち、ピストン183は、本発明の第1ピストンに相当し、外周側の円筒部の先端がハイクラッチ(H/C)180を押圧する構成となっている。

また、シリンダ181は、本発明の第1シリンダに相当し、ピストン183の後面側及び外周側を覆うように配設されて、ピストン183との間にピストン183を駆動する油室183a(第1油室)を形成するとともに、ピストン183を摺動自在に保持する。また、壁部材171は、ピストン183の前面内周側に配設されて、ピストン183との間に前記油室183aと作用力が対抗する油室171b(遠心油圧キャンセル室)を形成する。

【0040】そして、壁部材171の外周には軸方向に伸びる円筒部を形成し、この円筒部の内周においてロークラッチ(L/C)170のドライブプレートを支持するとともに、壁部材171の底部内周側を入力軸110に溶接により固定することにより、壁部材171を、ロークラッチ(L/C)170のドライブプレートに入力軸110の回転を伝えるドラム部材として機能させている。また、本発明の第2ピストンとしては、壁部材171の前面内周側に摺動自在に配設され、壁部材171との間に形成された油室173a(第2油室)の油圧力により駆動されてロークラッチ(L/C)170を押圧して作動させるピストン173が設けられている。したがって、壁部材171が、ロークラッチ(L/C)170に入力軸110の回転を伝えるドラム部材としても、また、ロークラッチ(L/C)170を作動させるピストン173を保持するシリンダとしても機能し、部品点数の大幅な削減がなされて、従来の限界を越えた小型化及び低コスト化が図られている。なお、スプリング175のリテナ174は、この場合ピストン173との間に、前記油室173aと作用力が対抗する油室174a(遠心油圧キャンセル室)を形成する壁部材としても機能しており、この点においても部品点数の削減がなされている。

【0041】また、シリンダ181(第1シリンダ)の外周には、ハイクラッチ(H/C)180の外周側に伸びてハイクラッチ(H/C)180のドライブプレートを支持する外周側円筒部181a(円筒状延在部)を形成するとともに、シリンダ181の内周部を入力軸110に連結することにより、シリンダ181を、ハイクラッチ(H/C)180に入力軸110の回転を伝えるドラム部材として機能させている。したがって、シリンダ181が、ピストン183を摺動自在に保持するシリンダとしても機能するとともに、ハイクラッチ(H/C)180に入力軸110の回転を伝えるドラム部材としても機能し、さらなる部品点数の削減が実現されている。また、前述した従来例のように、外周側のクラッチ(ハイクラッチ180)に回転を伝えるドラム部材(シリンダ181)と、ピストン183の先端とを櫛歯状にして噛み合わせるといった複雑な構造にする必要がないため、さらにコスト低減が図られる。しかも、ハイクラッチ(H/C)180を介して入力軸110の回転が伝え

られる被結合部材(ハブ182)は、ハイクラッチ(H/C)180の内周側に配設されているから、ハイクラッチ(H/C)180の軸方向リア側に隣接する位置に空きスペースができ、本実施例ではこのスペースに他の摩擦係合要素(リバースクラッチ(R/C)190)が配設されて、さらに高密度な要素配置が実現されている。

#### 【0042】(C) 全体の動作

次に、上記自動変速機の全体の動作の概略について説明

10 する。セレクトレバーがPレンジ又はNレンジにあるときには、コントロールユニット及びコントロールバルブユニット300の制御により、図5に示すように全てのクラッチ又はブレーキが非作動状態に維持される。このため、インプットシャフト110の回転がアウトプットシャフト130に伝達されず、車両は停止状態に維持される。なお、セレクトレバーがPレンジに操作されると、前述したようにバーキングボール(図示略)がバーキングギア132と噛み合い、アウトプットシャフト130が機械的に固定される。

20 【0043】次に、セレクトレバーがDレンジにあるときには、コントロールユニットが、車速センサ133等に基づく車速信号や、車両のエンジンに取付けられたスロットルセンサ等からのスロットル開度信号等を受けて、予め設定された変速特性パターンに基づいてシフト位置(1速乃至5速)を決定し、コントロールユニット及びコントロールバルブユニット300の制御により、図5の如く各シフト位置に応じて補助変速機100の所定のクラッチ又はブレーキを作動させる。

30 【0044】すなわち、1速では、ロークラッチ(L/C)170と、ローブレーキ(LOW/B)270及びローワンウェイクラッチ(LOW/OWC)280とを無条件で作動させ、さらに所定のエンジンブレーキ作動条件が満足された場合にローコーストブレーキ(LOWコースト/B)260を作動させる。これにより、インプットシャフト110の駆動力は、中間シャフト120を介して第3サンギア161に伝達され、第3リングギア163が停止した状態での第3サンギア161の回転に伴う第3ビニオンギア162の公転(第3キャリア164の公転)として、アウトプットシャフト130に大きくトルク増幅(減速)されて出力される。なお、図6は、入力(インプットシャフト110)の回転数を一定とした場合に、縦軸に各プラネタリギアの各要素の回転数を示した共線図であり、この1速の場合の出力軸(アウトプットシャフト130)の回転数は、符合D-1で示す点が表わしている。

40 【0045】またこの際、ローコーストブレーキ(LOWコースト/B)260が非作動状態の場合には、第3リングギア163の一方向への空転により、アウトプットシャフト130からの逆駆動力がインプットシャフト110に伝達されないので、いわゆるエンジンブレーキ

50

は働くかず、この1速へのシフトダウンもショックなく円滑に行われる。ただし、エンジンブレーキ作動条件が満足されローコーストブレーキ260が作動すると、第3リングギア163はいずれの方向にも制動されるため、車両の走行状況や操作状況によってはエンジンブレーキが働くようになる。エンジンブレーキ作動条件は、例えばセレクトレバーに設けられたパワースイッチによりコントロールユニットに対してパワーモード等の特殊モードが設定され、かつアクセル開度が所定値以下である場合である。

【0046】また、2速では、ロークラッチ(L/C)170と、セカンドブレーキ(2nd/B)230及びセカンドワンウェイクラッチ(2nd/OWC)240とを無条件で作動させ、さらに所定のエンジンブレーキ作動条件が満足された場合にリバースブレーキ(R/B)250を作動させる。これにより、インプットシャフト110の駆動力は、中間シャフト120を介して第2サンギア151に伝達され、第2リングギア153が停止した状態での第2サンギア151の回転に伴う第2ビニオンギア152の公転(第2キャリア154の公転)として、アウトプットシャフト130にある程度トルク増幅(減速)されて出力される。なお、図6の共線図において、この2速の場合の出力軸(アウトプットシャフト130)の回転数は、符合D2で示す点が表わしている。

【0047】またこの際、リバースブレーキ(R/B)250が非作動状態の場合には、第2リングギア153の一方向への空転により、アウトプットシャフト130からの逆駆動力がインプットシャフト110に伝達されないので、いわゆるエンジンブレーキは働くかず、この2速へのシフトダウンもショックなく円滑に行われる。ただし、エンジンブレーキ作動条件が満足されリバースブレーキ(R/B)250が作動すると、第2リングギア153はいずれの方向にも制動されるため、車両の走行状況や操作状況によってはエンジンブレーキが働くようになる。

【0048】次に、3速では、ロークラッチ(L/C)170と、サードブレーキ(3rd/B)200及びサードワンウェイクラッチ(3rd/OWC)210とを無条件で作動させ、さらに所定のエンジンブレーキ作動条件が満足された場合にオーバードライブブレーキ(OD/B)220を作動させる。これにより、インプットシャフト110の駆動力は、中間シャフト120を介して第2サンギア151に伝達され、第1サンギア141が停止した状態での第2サンギア151の回転に伴う第2ビニオンギア152の公転(第1リングギア143の回転、第2キャリア154の回転)として、アウトプットシャフト130に僅かにトルク増幅(減速)されて出力される。なお、図6の共線図において、この3速の場合の出力軸(アウトプットシャフト130)の回転数

は、符合D3で示す点が表わしている。

【0049】またこの際、オーバードライブブレーキ(OD/B)220が非作動状態の場合には、第1サンギア141の一方向への空転により、アウトプットシャフト130からの逆駆動力がインプットシャフト110に伝達されないので、いわゆるエンジンブレーキは働くかず、この3速へのシフトダウンもショックなく円滑に行われる。ただし、エンジンブレーキ作動条件が満足されオーバードライブブレーキ(OD/B)220が作動すると、第1サンギア141はいずれの方向にも制動されるため、車両の走行状況や操作状況によってはエンジンブレーキが働くようになる。

【0050】また、4速では、ロークラッチ(L/C)170とハイクラッチ(H/C)180とを無条件で作動させる。これにより、インプットシャフト110の駆動力は、中間シャフト120及び中空軸部材121を介して第2サンギア151、第3サンギア161、第1キャリア144及び第2リングギア153に伝達され、そのままアウトプットシャフト130から出力される。この際、結果的に各プラネタリギア140、150、160の全てのギア、及びアウトプットシャフト130が、インプットシャフト110と一体的に回転することになる。なお、図6の共線図において、この4速の場合の出力軸(アウトプットシャフト130)の回転数は、符合D4で示す点が表わしている。

【0051】また、5速では、ハイクラッチ(H/C)180とオーバードライブブレーキ(OD/B)220とを無条件で作動させる。これにより、インプットシャフト110の駆動力は、中空軸部材121を介して第1キャリア144に伝達され、第1サンギア141が停止した状態での第1ビニオンギア142の回転に伴う第1リングギア143の回転(第2キャリア154の回転)として、アウトプットシャフト130にトルク増幅(増速)されて出力される。なお、図6の共線図において、この5速の場合の出力軸(アウトプットシャフト130)の回転数は、符合D5で示す点が表わしている。

【0052】また、Dレンジの各変速段においては、所定のロックアップ作動条件が満足されると、トルクコンバータ20のロックアップピストン28を作動させ、エンジンのクランク軸とインプットシャフト110とを直結することにより、伝達効率向上、燃費向上が図られる。この際、ロックアップピストン28を作動させる油圧は、例えば入力軸回転速度センサー197の出力信号によりトルクコンバータ20のタービンランナー24の回転数を検知しつつ、締結(ポンブインペラー23とタービンランナー24との回転数の一一致)が徐々に行われるよう制御される。また、ロックアップ作動条件は、例えばパワーモードが設定されておらず、かつ設定車速以上で設定スロットル開度以下の場合である。

【0053】そして、セレクトレバーがRレンジに操作

されると、コントロールユニット及びコントロールバルブユニット300の制御により、リバースクラッチ(R/C)190及びリバースブレーキ(R/B)250が無条件で作動する。すると、インプットシャフト110の駆動力は、中空軸部材122を介して第1サンギア141に伝達され、第1キャリア144(第1ビニオンギア142の公転)が停止した状態での第1サンギア141の回転に伴う第1リングギア143の逆転(第2キャリア154の逆転)として、アウトプットシャフト130に回転方向が反転されかつトルク増幅(減速)されて出力される。このため、車両の後退が可能となる。なお、図6の共線図において、このRレンジの場合の出力軸(アウトプットシャフト130)の回転数は、符合Rで示す点が表わしている。

#### 【0054】第2実施例

次に、請求項1乃至2及び請求項4記載の発明を適用した第2実施例のクラッチ装置について説明する。図7は、この実施例のクラッチ装置が設けられた自動変速機の部分断面拡大図である。なお、第1実施例と同等の要素には同符合を付し、同様の構成についてはその説明を省略する。この実施例では、壁部材171の外周側の円筒部には、内周側にロークラッチ(L/C)170(第2摩擦係合要素)が、外周側にハイクラッチ(H/C)180(第1摩擦係合要素)が支持されている。このため、壁部材171が、入力軸110の回転をロークラッチ(L/C)170に伝えるドラムとしても、また、入力軸110の回転をハイクラッチ(H/C)180に伝えるドラムとしても機能し、さらに、ピストン173(第2ピストン)を保持するシリンダとしても機能しており、大幅な部品点数の削減及び小型化が実現されている。なお、この場合シリンダ181には、円筒状延在部は形成されておらず、クラッチドラムとしては機能していない。また、ハイクラッチ(H/C)180により回転力を伝えられるハブ182は、その外周側円筒部がハイクラッチ(H/C)180の外周に配置された構成とされている。またなお、図7において符号401で示すものは、ピストン183を非作動位置に復帰させるリターンスプリングであり、この場合、締結解除時に油室171b(遠心油圧キャンセル室)に圧油を供給して昇圧する必要はなく、油路185からは大気圧の油を供給して、必要な遠心油圧のみが生じるようすればよい。

【0055】なお、本発明は上記各実施例に限らず、各種の態様があり得る。例えば、摩擦係合要素は、通常のクラッチに限らず、ブレーキであってもよい。また、第2実施例におけるスプリング175のリテナ174を、第1実施例と同様に、油室173aと作用力が対抗する油室(遠心油圧キャンセル室)を形成する壁部材として機能させることもできる。

#### 【0056】

【発明の効果】請求項1記載の発明によれば、第1ビス

トンとの間に遠心油圧キャンセル室を形成する壁部材が、第1又は第2摩擦係合要素、或いはその両方に入力軸の回転を伝えるドラム部材としても機能する。このため、部品点数の削減がなされて、従来の限界を越えた小型化及び低コスト化が図られる。

【0057】請求項2記載の発明によれば、前記壁部材が、さらに、第2摩擦係合要素を作動させる第2ピストンを保持するシリンダとしても機能するため、部品点数の大幅な削減がなされて、従来の限界を越えた小型化及び低コスト化が図られている。

【0058】請求項3記載の発明によれば、第1シリンダが、第1摩擦係合要素(例えば、ドライブ側のクラッチプレート)を外周側から支持し、この第1摩擦係合要素に入力軸の回転を伝えるドラム部材としても機能するから、さらなる部品点数削減によりさらにコスト低減等が図られる。そしてこの場合、第1摩擦係合要素を介して入力軸の回転が伝えられる被結合部材(例えば、クラッチハブ)は、第1摩擦係合要素の内周側に配設されることになるから、第1摩擦係合要素の軸方向に隣接する位置に空きスペースができ、このスペースにさらに他の摩擦係合要素等を配設することが容易に可能となる。したがって、高密度な要素配置が実現され、さらなる小型化が達成できる。またこの場合には、前述した従来例のように、外周側の摩擦係合要素(第1摩擦係合要素)に回転を伝えるドラム部材(第1シリンダ)と、第1ピストンの先端とを歯車状にして噛み合わせるといった複雑な構造にする必要がないので、この点においても、コスト低減が実現できる。

【0059】請求項4記載の発明によれば、ピストンとの間に遠心油圧キャンセル室を形成する壁部材が、摩擦係合要素に入力軸の回転を伝えるドラム部材としても機能する。このため、部品点数の削減がなされて、従来の限界を越えた小型化及び低コスト化が図られる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例である自動変速機の全体構成を示す断面図である。

【図2】本発明の第1実施例である自動変速機の補助変速機のスケルトンを示す図である。

【図3】本発明の第1実施例である自動変速機の要部断面図であって、図1の部分拡大図である。

【図4】本発明の第1実施例である自動変速機の部分断面図であって、図1の部分拡大図である。

【図5】本発明の第1実施例である自動変速機の各摩擦係合要素の作動状態を示す図である。

【図6】本発明の第1実施例である自動変速機の変速状態(プラネットリギアにおける各要素の回転数の関係)を示す共線図である。

【図7】本発明の第2実施例である自動変速機の要部断面図である。

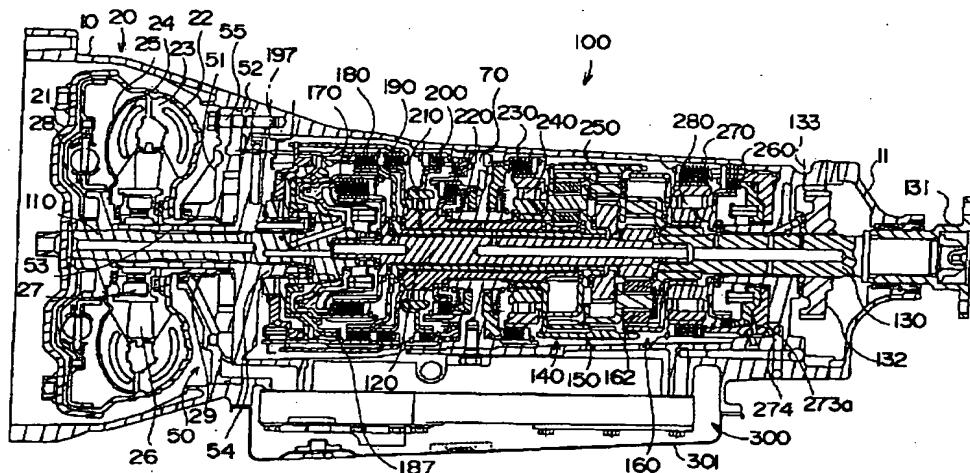
#### 【符号の説明】

- 170 ロークラッチ (第2摩擦係合要素)
- 171 壁部材
- 173 ピストン (第2ピストン)
- 173a 油室 (第2液室)
- 180 ハイクラッチ (第1摩擦係合要素、摩擦係合要素)

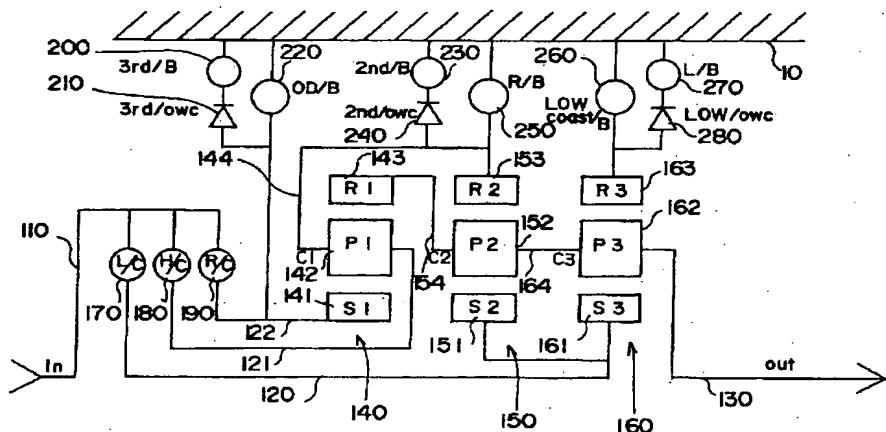
- \* 181 シリンダ (第1シリンダ)
- 181a 外周側円筒部 (円筒状延在部)
- 183 ピストン (第1ピストン)
- 183a 油室 (第1液室)
- 171b 油室 (遠心油圧キャンセル室)

\*

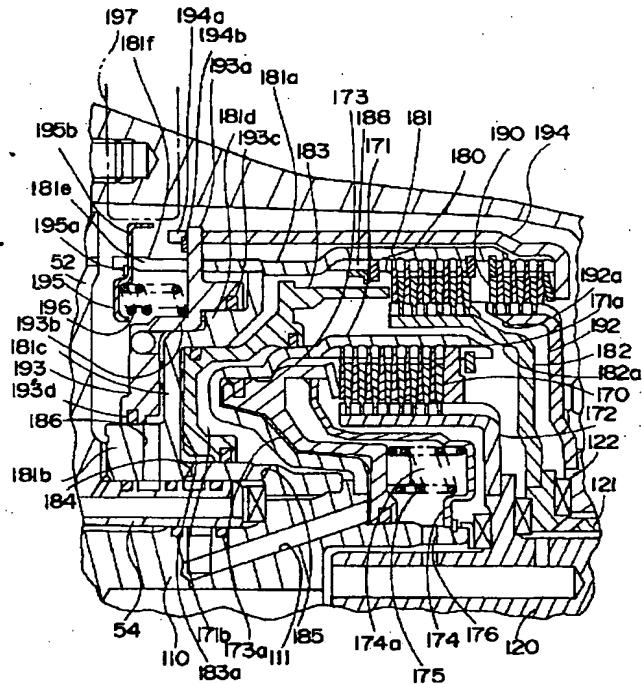
〔圖1〕



[図2]



【図3】

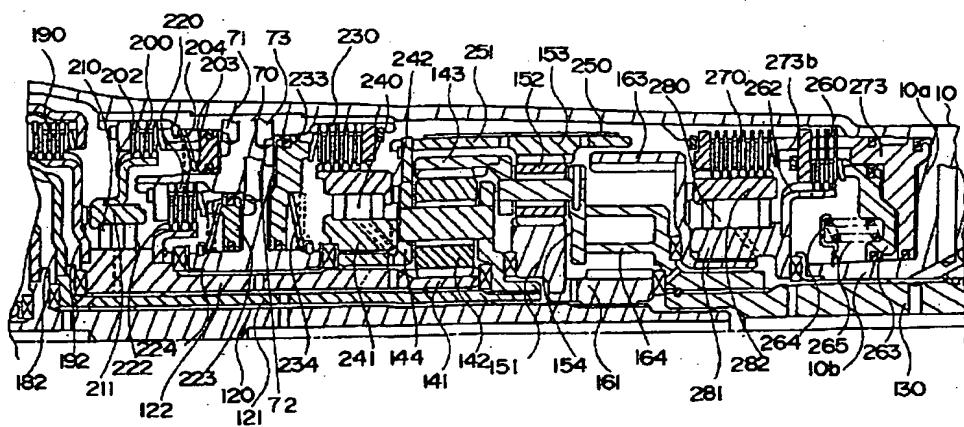


[図5]

	L/C	B/C	R/C	3rd /B	3rd OVC	DP /S	2nd /B	2nd OVC	R/B	LOW /B	LOW OVC	LOW 3-11 /B
P												
B			O						O			
N												
D	1	O								O	O	(O)
	2	O					O	O	(O)			
	3	O		O	O	(O)						
	4	O	O									
	5		O				O					

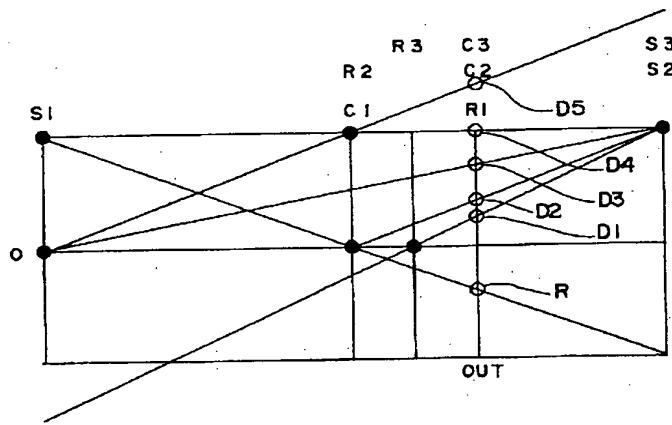
注: (○) はエンジンブレーキ時(コスト時)に作動する。

[図4]



REST AVAILABLE COPY

【図6】



【図7】

